

# **DE4326331**

Publication Title:

Valve gear of an internal combustion engine

Abstract:

Abstract of DE4326331

An internal combustion engine has at least two inlet valves per cylinder, the lifting curve of which is adjustable differently from one another. The adjustment is performed by means of an eccentric shaft, which displaces the point of support of a transmission element situated between each cam and each valve, the two eccentrics assigned to a cylinder being of different geometry. The transmission element is formed by a rocker arm supported on the eccentric and operated by the cam, which rocker arm in turn acts on a valve lever. The respective contact surfaces are formed by rollers. This is an additional application to patent application P 4223173.6. Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

---

Courtesy of <http://v3.espacenet.com>

(19) BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

(12) Offenlegungsschrift  
(10) DE 43 26 331 A 1

(51) Int. Cl. 6:  
F01L 1/18  
F01L 1/04

DE 43 26 331 A 1

(21) Aktenzeichen: P 43 26 331.3  
(22) Anmeldetag: 5. 8. 93  
(23) Offenlegungstag: 9. 2. 95

(71) Anmelder:  
Bayerische Motoren Werke AG, 80809 München, DE

(61) Zusatz zu: P 42 23 173.6  
(72) Erfinder:  
Unger, Harald, 81927 München, DE

(54) Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine

(57) Eine Brennkraftmaschine besitzt je Zylinder zumindest zwei Einlaß-Hubventile, deren Hubverlauf voneinander verschiedenartig verstellbar ist. Die Verstellung erfolgt mittels einer Exzenterwelle, die den Abstützpunkt eines zwischen jedem Nocken und jedem Hubventil liegenden Übertragungsgliedes verschiebt, wobei die beiden einem Zylinder zugeordneten Exzenter von unterschiedlicher Geometrie sind. Das Übertragungsglied wird von einem sich auf dem Exzenter abstützenden sowie vom Nocken betätigten Schlepphebel gebildet, der seinerseits auf einen Schwinghebel einwirkt. Die jeweiligen Kontaktflächen werden durch Rollen gebildet. Dies ist eine Zusatzaanmeldung zur Patentanmeldung P 4223173.6.

DE 43 26 331 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine mit zumindest zwei parallel wirkenden, jeweils durch einen Nocken sowie ein Übertragungsglied betätigten Hubventilen je Zylinder, deren Ventilhubverlauf voneinander verschiedenartig verstellbar ist, wozu die Abstützpunkte der Übertragungsglieder über verdrehbare, auf einer gemeinsamen Exzenterwelle liegende Exzenter verstellbar sind und sich die Erhebungskurven der zumindest zwei Exzenter je Zylinder voneinander unterscheiden, nach Patentanmeldung 42 23 173.6. Ein weiteres Vorteilhaftes Übertragungsglied für einen derartigen Ventiltrieb aufzuzeigen, ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung.

Zur Lösung dieser Aufgabe ist vorgesehen, daß das Übertragungsglied als ein sich am Exzenter abstützender Schlepphebel, der auf einen Schwinghebel einwirkt, ausgebildet ist. Vorteilhafte Aus- und Weiterbildungen sind im abhängigen Anspruch aufgelistet.

Erläutert wird die Erfindung anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels. Es zeigt

Fig. 1 einen Querschnitt durch einen Brennkraftmaschinen-Zylinderkopf mit einem erfindungsgemäßen Ventiltrieb,

Fig. 2 eine perspektivische Ansicht dieses Ventiltriebes für einen einzigen Zylinder,

Fig. 3 diese Ansicht aus einer anderen Perspektive,

Fig. 4 eine Perspektivdarstellung insbesondere des Übertragungsgliedes, sowie

Fig. 5 eine Perspektivdarstellung des Schwinghebels, der Bestandteil des Übertragungsgliedes ist.

In Fig. 1 ist mit der Bezugsziffer 1 ein Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine bezeichnet. Dieser Zylinderkopf erstreckt sich in der Darstellung senkrecht zur Zeichenebene über mehrere Zylinder. Je Zylinder sind zumindest zwei Einlaßkanäle 2 zu einem Brennraum 3 vorhanden, wobei je Einlaßkanal 2 in bekannter Weise ein Hubventil 4 vorgesehen ist. Betätigt wird dieses Hubventil 4 durch einen Nocken 5a einer Nockenwelle, wobei der Nocken auf einen Schlepphebel 6 einwirkt, der seinerseits auf einen Schwinghebel 7 wirkt. Im Schwinghebel 7 ist ein hydraulisches Spielausgleichselement 8 gelagert, auf dem sich letztendlich der Schaft des Hubventiles 4 abstützt. Ins gesamt bildet der Schlepphebel 6 sowie der Schwinghebel 7 ein Übertragungsglied 9, mittels dessen der Hubverlauf des Nockens 5a auf das Hubventil 4 übertragen wird.

Wie ersichtlich stützt sich das Übertragungsglied 9 bzw. der Schlepphebel 6 an einem Exzenter 10a ab, der aus einer Exzenterwelle 10 herausgearbeitet ist. Wird die Exzenterwelle 10 um ihre Längsachse 10b verdreht, so wird der Abstützpunkt des Schlepphebels 6 bzw. des Übertragungsgliedes 9 verschoben. Mit einer derartigen Veränderung des Abstützpunktes des Übertragungsgliedes 9 ergeben sich bei gleichem Nockenhub unterschiedliche Ventilhübe, da aufgrund der geänderten Abstützung der Schlepphebel 6 bei Rotation des Nockens 5a gegenüber dem Schwinghebel 7 eine unterschiedliche Bewegungsbahn durchläuft, so daß auch der Schwinghebel 7 unterschiedlich ausgelenkt wird. Insbesondere ist es hiermit möglich, neben einem maximalen Ventilhub auch einen Ventilhub nahezu vom Betrag 0 zu erzielen, bei dem das Hubventil 4 lediglich minimal geöffnet wird.

Geführt wird der Schlepphebel 6 durch eine in ihrer Gesamtheit mit der Bezugsziffer 13 bezeichnete Bolzen-Langloch-Führung. Wie ersichtlich weist der

Schlepphebel 6 ein Langloch 13a auf, über welches er in einen Bolzen 13b eingehängt ist, der am Zylinderkopf in einer Lagerstelle 13c befestigt ist. Aufgrund dieser Bolzen-Langloch-Führung 13 kann somit der Schlepphebel 6 unterschiedliche Positionen einnehmen. Selbstverständlich kann die Bolzen-Langloch-Führung 13 auch umgekehrt ausgebildet sein, d. h. der Bolzen 13b kann am Schlepphebel 6 befestigt sein und das Langloch 13a kann dann in der Zylinderkopf-Lagerstelle 13c vorgeschenen sein. Zur Sicherstellung der beschriebenen Verstellfunktion greift ferner an einem Absatz 6a des Schlepphebels ein Rückstelldorn 11 an, der den Schlepphebel 6 stets sowohl gegen den Nocken 5a als auch gegen den Exzenter 10a preßt. Hierzu wird der Rückstelldorn 11 in entsprechender Weise von einer Druckfeder 12a beaufschlagt, die sich an einem in den Zylinderkopf 1 eingeschraubten Führungselement 12c abstützt.

Wie die Fig. 2, 3 zeigen, sind für jeden Zylinder bzw. Brennraum 3 des Brennkraftmaschinen-Zylinderkopfes 20 1 zwei Hubventile 4, 4' vorgesehen. Jedem Hubventil 4, 4' ist ein eigener Nocken 5a, 5a' sowie ein eigenes Übertragungsglied 9, 9' in Form eines eigenen Schlepphebels 6, 6' sowie eines eigenen Schwinghebels 7, 7' zugeordnet. Dabei stützt sich jeder Schlepphebel 6, 6' an einem 25 eigenen Exzenter 10a, 10a' der sich über den gesamten Zylinderkopf 1 erstreckenden Exzenterwelle 10 ab. Wie Fig. 1 zeigt, unterscheiden sich die beiden einem Zylinder bzw. Brennraum 3 zugeordneten Exzenter 10a, 10a' in ihrer Geometrie. Identisch sind die beiden Exzenter 30 10a, 10a' eines Zylinders/Brennraumes lediglich in den Punkten des minimalen sowie des maximalen Exzenterhubes. In der gezeigten Position minimalen Exzenterhubes bleiben die beiden Hubventile 4, 4' eines Zylinders trotz maximalen Nockenhubes nahezu geschlossen. 35 Wird hingegen ausgehend von der gezeigten Position die Exzenterwelle 10 um 180° gedreht und verstellt somit die Exzenter 10a, 10a' aufgrund ihres dann maximalen Exzenterhubes die Schlepphebel 6, 6' dementsprechend, so werden bei maximalem Nockenhub die beiden Hubventile 4, 4' maximal geöffnet. In Zwischenpositionen der Exzenterwelle 10 hingegen werden die beiden Hubventile 4, 4' bei maximalem Nockenhub unterschiedlich weit geöffnet. Der Ventilhubverlauf dieser beiden Hubventile 4, 4' ist somit durch Verstellen der Exzenterwelle 10 voneinander verschiedenartig veränderbar.

Indem das Übertragungsglied 9 durch einen Schlepphebel 6 sowie durch einen nachgeschalteten Schwinghebel 7 gebildet wird, ergibt sich eine äußerst zuverlässige 50 Konstruktion, die sich darüber hinaus durch eine raumsparende Bauweise auszeichnet. Um die Reibungsverluste im Ventiltrieb gering zu halten, ist in den Kontaktbereichen zwischen dem Nocken 5a und dem Schlepphebel 6 sowie zwischen dem Schlepphebel 6 und dem Schwinghebel 7 eine Rollreibung realisiert, d. h. der Schlepphebel 6 trägt eine Rolle 6b und der Schwinghebel 7 trägt eine Rolle 7b.

Die Rolle 6b jedes Schlepphebels 6 ist zwischen den beiden Armen 6c des abschnittsweise zweiarig ausgebildeten Schlepphebels geführt und auf einer nicht näher bezeichneten, in diesen Schlepphebel-Armen befestigten Rollenachse gelagert. Aufgrund der Zweiarigkeit des Schlepphebels 6 in dem insbesondere aus der Darstellung gemäß Fig. 4 hervorgehenden Abschnitt ist — insbesondere zur Gewichtsreduzierung — auch der diesem Schlepphebel 6 zugeordnete Exzenter 10a zweiteilig ausgebildet, d. h. für jeden der Schlepphebel-Arme 6c ist eine eigene Exzenter scheibe vorgesehen, wobei

die beiden nebeneinanderliegenden, lediglich um die Breite der Rolle 6b voneinander beabstandeten Exzenter scheiben selbstverständlich von gleicher Konfiguration sind.

Der Schwinghebel 7 weist — wie an sich bekannt — ein Schwinghebel-Lager 7a auf, von dem ausgehend ein Schwinghebelarm 7c zu einer Aufnahme 7d führt, die das auf das Hubventil 4 einwirkende hydraulische Spiel- ausgleichselement 8 trägt. Seitlich am Schwinghebelarm 7c ist die Rolle 7b angeordnet. Mit dieser asymmetrischen Gestaltung, die besonders deutlich aus Fig. 5 her- vorgeht, ergibt sich eine äußerst raumsparende Bauweise. Gelagert ist die Rolle 7b dabei ebenfalls auf einer Achse, die einerseits am Schwinghebelarm 7c und andererseits an einem weiteren Nebenarm 7e befestigt ist. Dieser Nebenarm 7e führt dabei ebenfalls vom Schwinghebellager 7a zur Aufnahme 7d.

Die gleichen Vorteile hinsichtlich zuverlässiger, einfacher und raumsparender Bauweise, die sich aufgrund der Tatsache einstellen, daß das Übertragungsglied durch den Schlepphebel 6 sowie den Schwinghebel 7 gebildet wird, stellen sich selbstverständlich auch dann ein, wenn die Kontaktflächen sowohl zwischen dem Nocken 5a sowie dem Übertragungsglied 9 als auch innerhalb desselben nicht durch die Rollen 6b, 7b gebil- det werden, sondern wenn diese Kontaktflächen als bal- lige oder gerade Gleitflächen ausgebildet sind. Selbst- verständlich sind darüber hinaus eine Vielzahl weiterer Abweichungen insbesondere konstruktiver Art vom ge- zeigten Ausführungsbeispiel möglich, ohne den Inhalt der Patentansprüche zu verlassen.

Zylinderkopf-Lagerstelle (13c) vorgesehen ist.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

#### Patentansprüche

1. Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine mit zumindest zwei parallel wirkenden, jeweils durch einen Nocken (5a, 5a') sowie einem Übertragungsglied (9, 9') betätigten Hubventilen (4, 4') je Zylinder, deren Ventilhubverlauf voneinander verschiedenartig verstellbar ist, wozu die Abstützpunkte der Übertragungsglieder (9, 9') über verdrehbare, auf einer gemeinsamen Exzenterwelle (10) liegende Exzenter (10a, 10a') verstellbar sind und sich die Erhebungskurven der zumindest zwei Exzenter (10a, 10a') je Zylinder voneinander unterscheiden, nach Patentanmeldung P 42 23 173.6, dadurch gekenn- 35  
zeichnet, daß das Übertragungsglied (9, 9') als ein sich am Exzenter (10a, 10a') abstützender Schlepp- hebel (6, 6'), der auf einen Schwinghebel (7, 7') ein- 40  
wirkt, ausgebildet ist.

2. Ventiltrieb nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch zumindest eines der folgenden Merkmale:

- der abschnittsweise zweiarmig ausgebildet Schlepphebel (6) trägt eine Rolle (6b), auf der der Nocken (5a) abwälzt
- für die beiden Schlepphebelarme (6c) ist jeweils eine eigene Exzenter scheibe vorgese- hen
- der Schwinghebel (7) trägt eine seitlich am Schwinghebelarm (7c), der vom Schwinghe- bel-Lager (7a) zu einer Aufnahme (7d) für ein Spielausgleichselement (8), auf dem sich das Hubventil (4) abstützt, führt, angeordnete Rolle (7b), auf die der Schlepphebel (6) einwirkt
- der Schlepphebel (6) ist über eine Bolzen- Langloch-Führung (13) am Zylinderkopf (1) der Brennkraftmaschine gelagert, wobei das Langloch (13a) im Schlepphebel (6) oder in der

**- Leerseite -**

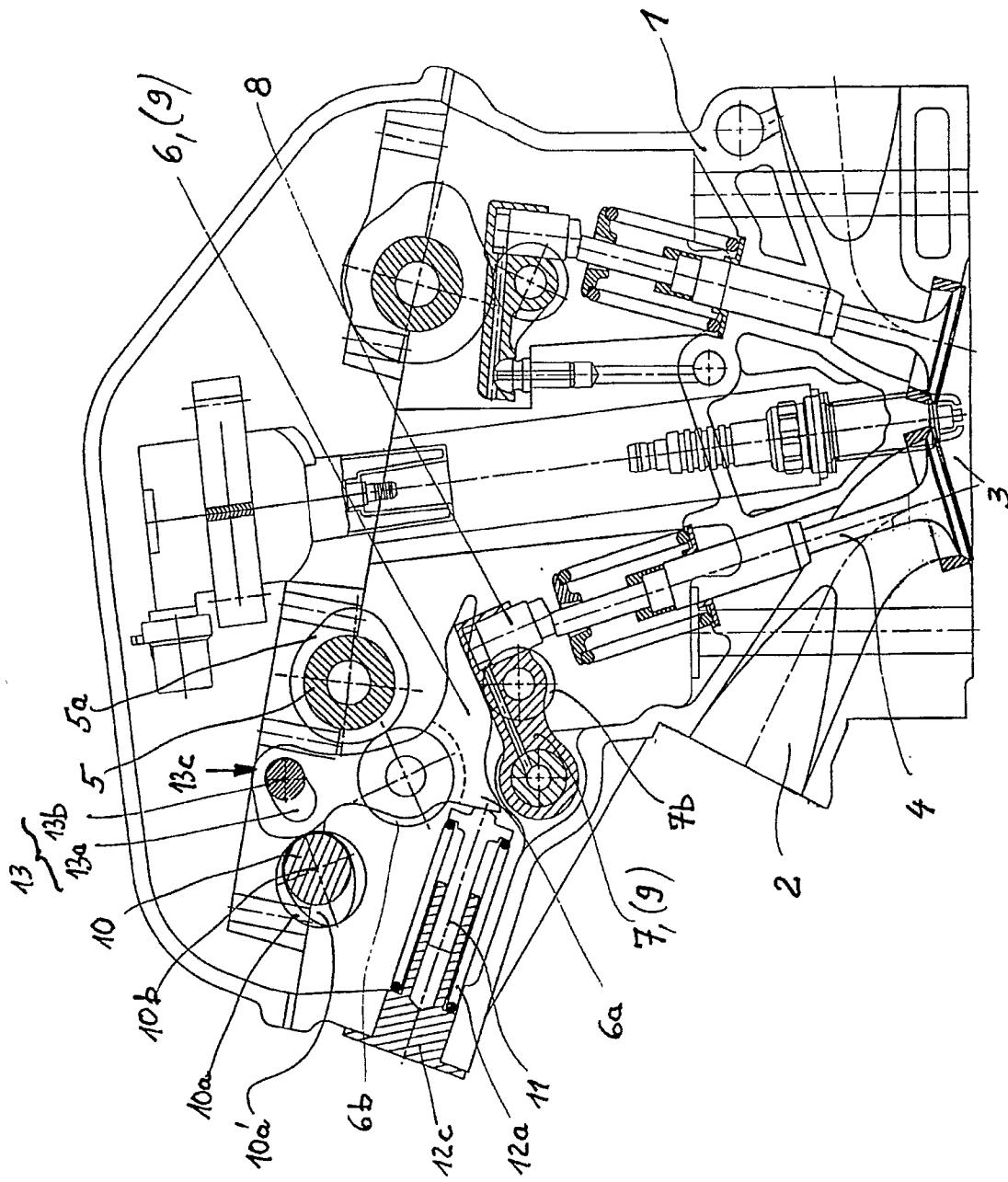


Fig. 1

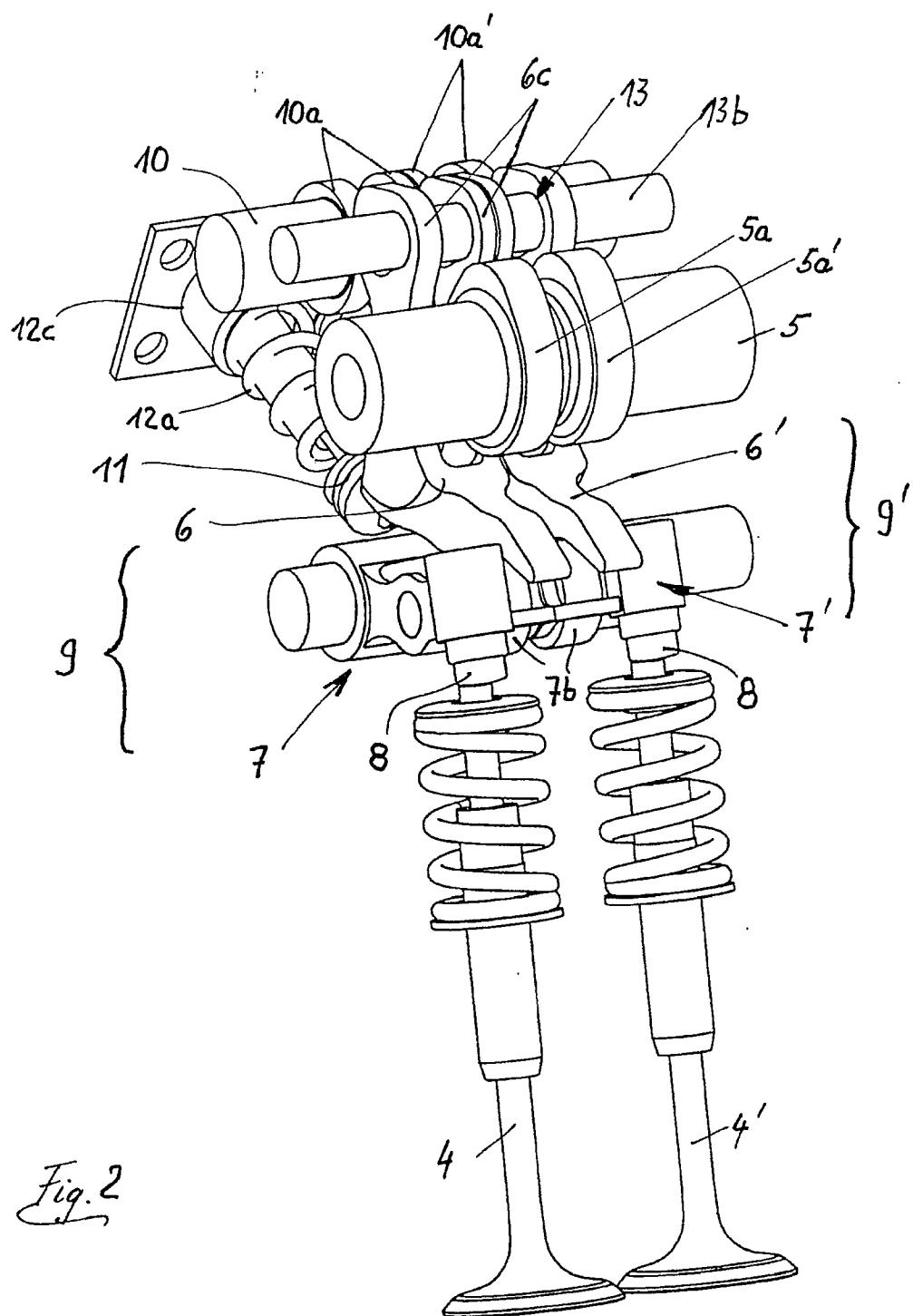


Fig. 2

